

공조용 로터리 압축기의 소음 저감에 관한 연구

A Study on Noise Reduction of Rotary Compressor

안 병 하 · 김 영 수

B. H. Ahn and Y. S. Kim

Key Words : Pressure Pulsation(압력 맥동), Resonance(공명), Compressor(압축기), Shell(셸), Cavity(공동), Sound Pressure(음압), FEM(유한요소법), Modeling(모델화), CFD(전산유체역학), Vibration(진동), Transmission Loss(TL:투과손실), Insertion Loss(IL:삽입손실)

Abstract : The noise and vibration sources of rotary compressor for room air-conditioner are pressure pulsation of compression process, cavity resonance of inner space, structural radiation noise of shell and impact noise of discharge valve. Among them, pressure pulsation is very important noise and vibration source. Because it transferred various kinds of noise and vibration like as mentioned above. In this reason, muffler and resonator are used in order to absorb and remove these noises. But an analytical prediction using acoustic analysis does not coincident with the experimental result. The difference between analysis and actual state is due to the assumption of analysis. This paper covered with new concept of muffler design based on the turbulence kinetic energy of flow by using CFD. From this analysis, it is possible to decide the best position of discharge port of muffler. Therefore 2~3dB noise reduction effect is acquired in rotary compressor of 5000 BTU grade. Also new approach of resonator design is suggested. From this study, the characteristics of resonator and surge hole (a kind of resonator without pipe length) are identified. The former is useful for pure tone noise (narrow frequency band), and the latter is effective for broad frequency band. This paper shows that it is very available to use 3 dimensional analysis of resonator in order to predict more exact tuning frequency. The result is proved by a lot of experiments. From combination of fluid analysis and acoustic analysis, up stream position is effective location of resonator concerning turbulence motion of fluid.

1. 서 론

일반 가정용으로 사용되고 있는 룸 에어컨은 압축기, 열 교환기, 팬의 고성능화 그리고 사이클의 최적화 제어 기술 등의 개발로 성능의 개선이 이루어지고 있으며, 최근에는 고성능화 및 저소음화가 눈에 띄게 개선이 되고 있다. 앞으로도 공조기기에 있어서는 에너지 효율 향상과 더불어 쾌적성의 향상, 저소음화 그리고 환경에 대응할 수 있는 제품들이 개발되어야 할 것이며, 이러한 분야의 요구는 점점 더 증가될 것으로 예측되고 있다. 이러한 환경의 변화 추세에 대응하기 위해서는 소음과

진동의 저감 기술은 중요한 핵심 기술의 하나이다. 에어컨에서의 저소음, 저진동은 바로 압축기의 저소음, 저진동으로 연결이 되며, 압축기가 여러 가지 환경하에서도 조용하게 운전될 수 있는 정숙성에 대한 기술은 앞으로도 중요한 과제로 남게 될 것이다.

지금까지의 로터리 압축기의 소음 저감에 대해서 살펴보면, 압축기의 내부 공간에서 냉매가 압축, 토출되면서 발생하는 압력맥동이나, 내부 공간 공명주파수에 의해서 발생하는 소음, 부품간의 충돌이나 습동에 기인한 고체 소음에 대해서는 Sano^{1,2)}가 발생 위치적인 측면에서 음원을 규명하는 방향으로 전개하고 있고, 로터리 압축기 셸의 강성이나 구조적인 강성의 최적화에 대해서는 Uetsuji³⁾ 와 Kawai⁴⁾가, 공간 공명음과 토출밸브에

접수일 : 1999년 7월 2일
안병하 : LG전자(주) Home Appliance Lab. (Div)
김영수 : 부경대학교 공과대학 냉동공조공학과

서 토출되는 냉매가스의 사이에서 발생하는 소음의 발생 특성에 대해서는 Johnson⁵⁾이 구체적으로 논하고 있다. 일반적으로, 로터리 압축기에서 소음을 저감하는 방법 중에서 레조네이터(resonator)와 머플러를 많이 이용하고 있는데, 레조네이터는 토출구의 근처에 작은 레조네이터를 설치해서 대폭 소음을 저감시킨 결과에 대해서 Sano⁶⁾등이 많은 연구 결과를 발표하였고, 머플러에 대해서는 쌍극자형 머플러의 특성에 대해서 공간 공명음을 저감한 내용으로 논문이 발표 되었다.⁷⁾ 또 최근에는 CFD(Computational Fluid Dynamics)를 이용한 로터리 압축기의 소음과 성능을 향상시키려는 노력도 새로운 시도로서 도입이 되고 있으며, 어느 정도의 성과를 올리고 있는 것으로 보고되고 있다.⁸⁾ 이러한 연구 결과들의 발표와 더불어 지금까지 해석되고 검토되어 온 결과들은 많은 부분들이 제품에 응용되거나 사용이 되고 있다. 그러나, 실제 사용 조건에서 검토한 결과와 소음 저감 경향은 일치하지만 설계치와 잘 일치하지 않는 경우가 많으며, 소음 저감을 위한 최적화 및 실기를 고려한 해석법이 요구되고 있다. 또, 로터리 압축기에서 사용되고 있는 머플러와 레조네이터에 대해서 검토하여 볼 때, 실제에는 냉매 가스로 유동이 난류 성분에 많이 지배되고 있지만, 지금까지의 압축기, 특히 로터리 압축기에서 이 분야에 대한 연구를 검토하여 보면, 음향학적인 특성만을 분석하고 평균 유속의 영향, 전단 흐름, 난류의 영향에 대해서는 전혀 고려가 되지 않고 있다. 이러한 해석은 난류로서 압력 맥동을 동반하고 있는 특성을 고려해서 검토해야 할 필요가 있다.

본 논문에서는 로터리 압축기에서 사용되는 머플러와 레조네이터에 대해서 음향학적인 특성과 아울러 난류 이론에 입각한 특성을 해석함으로써, 난류 성분을 포함한 경우의 흐름장과 음향 해석의 차이를 검토하여, 이전의 해석법에서 검증되지 않았던 부분까지 검토하고자 한다. 이를 위해서 난류장 해석은 상용 해석 프로그램인 Fluent를 이용하여 특성을 해석하고 이를 검증하기 위하여 로터리 압축기 가운데 5000BTU(60Hz)급을 대상으로 실험하였다.

이와 같은 해석을 위하여 본 논문은 머플러와 레조네이터에 있어서 음향학적인 관점에서 검토 고려되어야 하는 부분과, 난류 성분과 평균 유속이 고려되어야 하는 점에 대해서 언급하고, 이를 실험을 통하여 비교 검토하였다.

2. 머플러 해석

2.1 머플러의 역할과 특성

머플러는 Fig. 1에서 보여주는 바와 같이 냉매가 압축되는 실린더의 상부에 위치해 있다. 이때 실린더에서 흡입과 토출이 반복해서 일어나게 되는데, Fig. 2(a)는 실린더에서 냉매가 토출될 때의 압력 맥동을 나타낸 것이고, Fig. 2(b)가 실린더 내 롤러가 회전하면서 흡입 공정에서 발생하는 압력 맥동을 나타낸 것이다. 이 두 그림을 비교해 보면 토출시에 발생하는 압력 맥동은 상당히 크다. 일반적으로 압력 맥동에 비례해서, 소음도 토출 과정이 높다. 머플러는 이러한 토출시에 발생하는 압력 맥동음을 줄이기 위하여 실린더 위에 설치되어 있다. 머플러는 Fig. 3에서 보여주는 바와 같이 셀로 구성되어 있고, 한 개 혹은 복수 개의 토출구가 있다. 지금까지의 연구결과에 의하면 머플러는 실린더 내부 냉매의 압축 과정에서 발생된 압력 맥동 성분과 형상이나 흐름 등 기타 요인에 의해서 발생된 2차적인 압력 맥동 성분들이 압력의 평균화에 의해 소음 저감의 역할을 하고 있는 것으로 알려져 있다.

머플러는 그 크기나 내부 용적으로 인하여 제어하는 주파수와 저감하고자 하는 소음량에 제한이 많다. 따라서 무엇보다도 최적의 머플러를 설계하기 위해서는 압축기의 소음 특성에 대하여 면밀한 검토가 요구되며, 주어진 공간과 압력 맥동의 특성, 그리고 저감하고자 하는 소음의 범위를 최적으로 설정하는 것이 중요하다.

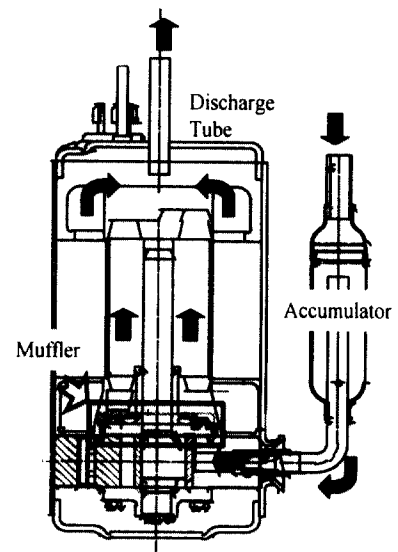


Fig. 1 Cross section of rotary compressor

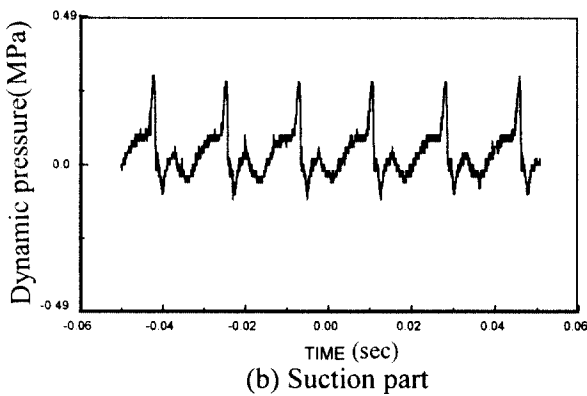
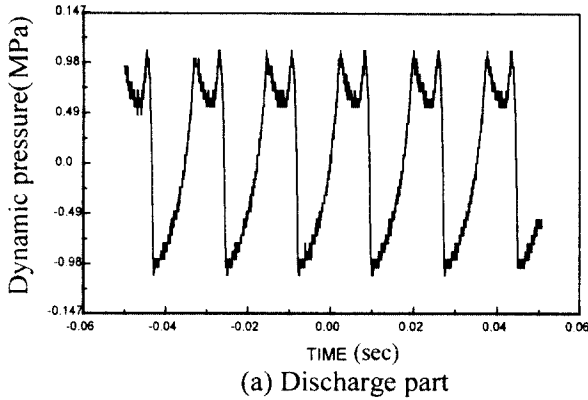


Fig. 2 Pressure pulsation

2.2 음향학적인 해석법

머플러를 음향학적인 관점에서 해석하는 방법에는 여러 가지가 있다. 지금까지 머플러는 임의의 소음원로부터 일차원적으로 유체가 흘러가는 경우로 가정하고 유로에 따라 발생되고, 전파되는 소음을 저감하기 위해 유로에 직렬 구조로 연결하는 일종의 특수한 음향 필터로서 사용하였다. 압축기에서 사용되는 머플러는 복잡한 형상과 흐름장을 가지고 있다.

Fig. 3에서 보여 주는 바와 같이 일반적인 로터리 압축기의 머플러는 방이 2개인 2단이나 여러 개인 다단형 팽창 머플러가 주로 사용된다. 단순히 다단형 압축기용 머플러를 음향학적으로 검토할 때 고려되어야 하는 항목으로는 다음과 같다.

첫째, 삽입 손실(insertion loss)을 가져야 한다. 적어도 로터리 압축기에서는 공기를 매질로 삽입 손실을 Sound Power로 평가했을 때 1.5dB이상의 삽입 손실을 가져야 압축기의 단품에서 효과가 나타나며, 삽입 손실 주파수도 최적화가 되어야 한다.

둘째, 머플러의 출구쪽에 존재하는 배압의 영향이다. 배압은 냉매가 토출될 때 그 흐름을 방해하

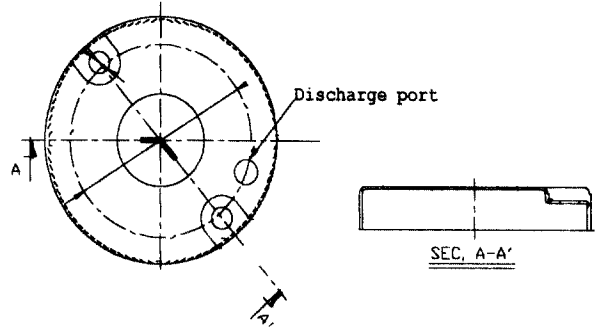


Fig. 3 General shape of muffler

며 머플러 토출구에서 음을 방사시키는 주요한 원인이 되므로 가능한 최소화시켜야 한다. 로터리 압축기에서 사용되는 머플러의 토출구 위치가 중요하게 되는 이유가 여기에 있다.

세째, 머플러 내부에서 냉매가 흘러가면서 부가적으로 발생하는 유체 흐름 때문에 부가적으로 발생하는 소음의 억제이다. 특히, 머플러의 출구부 근처에서 부가적인 소음이 발생하지 않도록 주의해야 하며, 이를 위해서 머플러의 크기와 용적 및 형상에 대한 최적화가 요구된다.

일반적인 머플러를 수치계산이나 개념적으로 설계할 때, 일차원적인 의미에서 머플러의 형태를 고안하는 것이 도움이 된다. 일반적으로 머플러의 소음저감성능을 나타내는 삽입손실은 식(1)과 같다.

$$\begin{aligned}
 IL &\approx C_1 + 20 \cdot \log\left(\frac{A_{cs}}{A_{op}}\right)^2 \cdot C_2 \\
 &\approx C_1 + 40 \cdot \log\left(\frac{d}{4L\sigma}\right) \cdot C_2
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

여기서 σ 는 통기성, L 은 파이프가 통과하는 길이, d 는 파이프의 내부 직경, A_{cs}/A_{op} 는 파이프의 단면의 면적과 머플러의 단면적의 비율이고, C_1 , C_2 는 나머지 부분의 형상 함수이다.

압축기에 있어서 최적의 삽입 손실을 얻고자 한다면, 머플러의 토출구 부근에서의 배압을 줄이는 구조를 검토하는 것도 중요한 부분이다. 만약 토출구에서 배압이 낮으면, 토출구에서의 단순한 확장형상 손실로만 존재하지만, 만약에 배압이 높다면, 평균 유효 압력이 끝단에서 높아지면서 상당히 높은 수준의 손실을 동반하게 된다. 따라서 로터리 압축기에서도 토출구 위치의 최적화가 이런 이유로 필요하게 된다.

본 논문에서도 머플러의 설계 해석에는 참고 문헌(8)에서 나타낸 방법과 마찬가지로 음향 수치 해석상용 S/W인 Sysnoise를 이용하고, 실험적 검

토에는 B&K 마이크로폰을 사용한 Two Microphone법을 사용하여 검증하였다. 또한, 무향실에서 Load Stand를 사용하여 측정하였고, 압축기 시험조건은 토출압 $P_d=2045667\text{Pa}$, 흡입압 $P_s=523675\text{Pa}$, $T_s=35^\circ\text{C}$ 인 ASHRAE T조건에서 운전하였다.

2.3 난류 이론 및 CFD를 이용한 해석

지금까지의 머플러해석에는 음향학적인 접근방법만으로 접근하였다. 음향학적인 해석은 선형적이며 마찰면에 의한 공기저항도 무시되고 있다. 그러나, 압축기 내부의 냉매의 유동은 난류성분이 지배적이므로 이론과 맞지 않은 부분이 많다. 이를 극복하기 위해 CFD의 기법을 머플러의 내부 유동해석에 사용하여 난류거동에 중점을 두고 머플러에서 발생하는 압력이나 난류 속도에너지의 거동에 대한 정보를 이용하여 최적의 성능을 가지는 머플러를 설계하고자 한다.

Fig. 4는 CFD해석을 위한 3차원 모델링을 보여주고 있는데, 압축기의 실린더에서 머플러 토출구까지 해석 대상으로 하였다. 모델 하부의 실린더링에서 면 속도를 입력 조건으로 하여 체적 변화에 따른 압력을 발생시켜서, 실린더 토출 밸브를 거쳐서 메인 베어링의 상부에 위치하고 있는 머플러를 거쳐서 토출되는 구조로 유로를 형성하여 계산하였다. 이 각도는 실험적으로 토출이 가장 많은 각도를 기준으로 해석하였다.

2.4 실험 결과와의 비교 및 검토

Fig. 3의 머플러를 모델로 Sysnoise를 사용하여 투과손실을 해석한 결과가 Fig. 5이다. 이러한 해

석에 대해서는 참고문헌 (8)에 잘 설명되어 있다. 이와 같은 특성을 갖는 머플러를 이용하여 압축기를 제작하여 실험한 결과가 Fig. 6이다. 압축기 소음의 측정 위치(Fig. 18참조)를 X방향, Y방향에서 측정한 평균 음압레벨이 각각 57.2dB(A), 56.7dB(A)이다. Fig. 5의 해석 결과를 보면, 3150, 4000Hz 영역에서 상당히 좋은 결과를 나타내지만, Fig. 6의 측정 결과에는 양방향 모두 3150, 4000Hz 영역에서 제일 높은 레벨을 나타낸다. 결론적으로 해석 결과와 실험 결과가 잘 일치하지 않는다. 수치 해석 결과, 전달 손실의 소음량이 30dB정도인데, 실제로 이와 같은 소음 저감값을 얻기는 어렵다. 이러한 이유는 소음 이외의 또 다른 요소가 머플러에서 존재하고 있다는 것을 나타낸다. 본 논문에서는 이 부분을 유체의 난류에너지에 기인한다고 고려했다. Fig. 3의 머플러를 Fig. 4와 같은 CFD 3차원 모델을 이용하여 토출계 전체를 해석한 후 머플러 중앙 단면을 나타낸 것이 Fig. 7(a)이다. Fig. 7(a)에서 오른쪽의 난류 에너지를 주목하여 보면, 냉매가 토출될 때, 평균 속도를 가지고 토출되므로 질량에 따른 관성력을 가지는 것을 알 수 있고, 이 관성력에 의해서 냉매는 머플러의 외경 쪽의 난류 에너지가 다른 쪽의 에너지보다도 훨씬 높다는 것을 알 수 있다. 그리고 압력의 분포는 머플러의 내경 쪽이 높고 외경 쪽이 낮음을 알 수 있다. 이러한 사실은 매우 중대한 정보를 제공해 준다. 즉 냉매는 평균 유속과 압력 맥동 성분을 가지고 있는 난류 성분이며, 전단 응력이 작용하고 있으므로 냉매의 질량이 속도 성분에 대해서 관성력의 지배를 받고 있다는 사실을 암시해 준다.

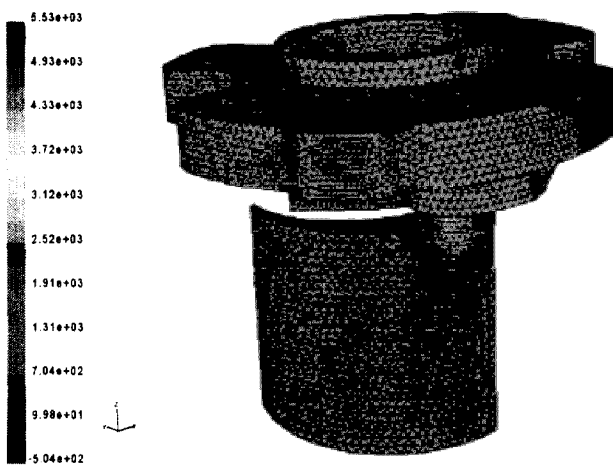


Fig. 4 3D CFD model of muffler

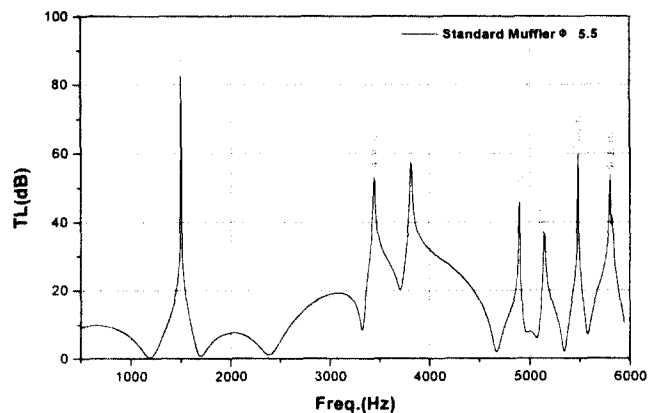


Fig. 5 Transmission loss results of analysis

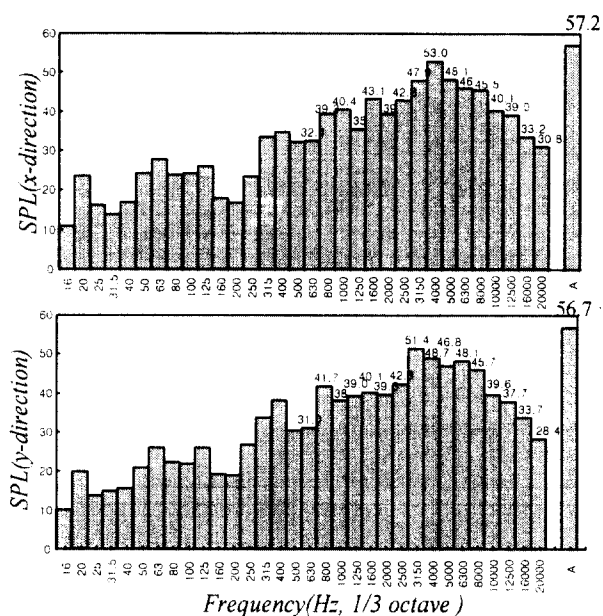


Fig. 6 Noise spectrum of muffler

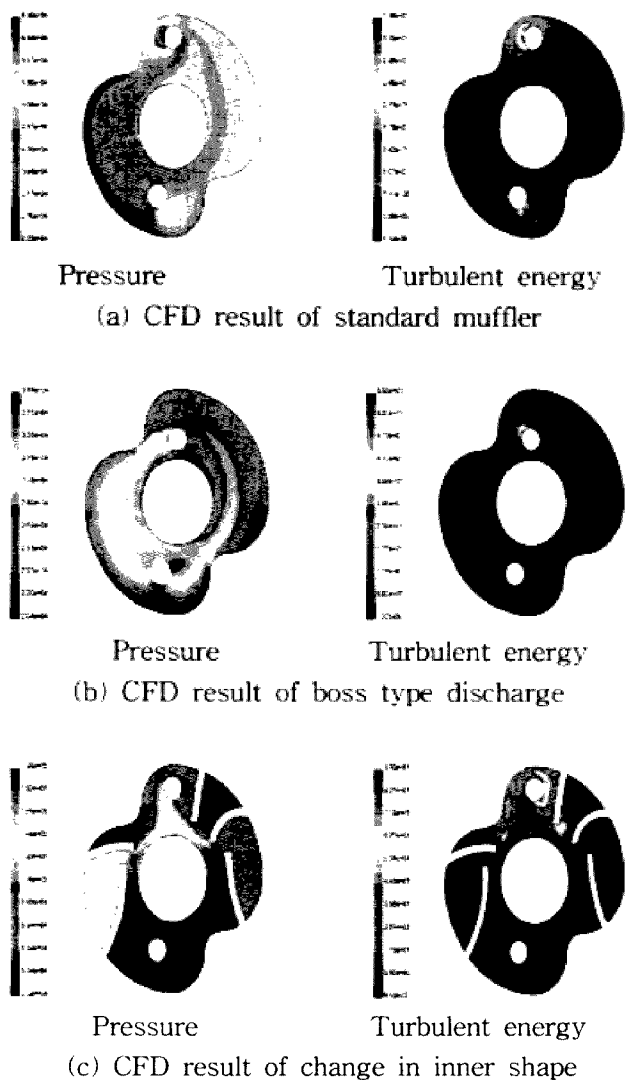


Fig. 7 CFD results of mufflers

Fig. 7(b)는 앞에서 언급한 효과를 검토하기 위해서 토출구를 머플러의 내경측 즉, 축의 외경쪽 (boss)으로 옮긴 경우에 대한 해석 결과이다. 여기서 보여 주는 것처럼 내경 쪽으로 조금 이동하였 음에도 불구하고 난류 에너지의 분포가 머플러 토출구 부근에서 확연히 달라졌다는 것을 알 수 있다. 이것은 앞에서도 언급하였듯이 냉매가 갖고 있는 평균 유속에 따른 난류의 관성력에 기인한 것으로 머플러 내경으로 접근할수록 관성력이 줄어들면서 난류 에너지가 작아지는 것이 원인이라고 고려된다. 만약에 머플러가 큰 사이즈를 사용하는 모델에서는 조금 틀린 결과를 얻을지 모르지만, 5000BTU급의 모델에서는 냉매의 난류 성분에 의한 평균 유속 성분의 지배를 많이 받고 있다는 것이 된다. 이러한 경향은 Fig. 7(c)에서 보여 주는 형태, 즉 의도적으로 머플러 외경쪽으로 난류의 흐름장이 형성되지 않도록 하는 머플러에 대해서도 CFD를 적용하여 보았다. 압력 분포나 난류 에너지의 분포가 가로막이 부분에 의해서 영향을 받고 있지만, 전체적인 분포의 형태에 있어서는 Fig. 7(a)과 같은 결과를 나타내었다. 이 결과로부터 냉매의 평균 유속에 따른 냉매의 관성 모멘트를 어떻게 다를 것이며, 어떤 형태의 머플러가 유리한가에 대한 문제로 귀착이 된다.

냉매가 평균 유속을 가지고 있는 상태는 그대로 두고, 토출되는 시점에서의 난류 에너지를 작게 가질 수 있다면, 즉 관성 모멘트에 영향을 미치는 운동 에너지를 머플러 내부에서 충분히 소모하고 정압력 성분의 냉매가스를 토출한다면, 조용하고 성능이 뛰어난 머플러를 만들 수 있다는 사실이다. 앞에서 음향학적인 측면에서 현재의 토출구 위치가 가장 좋은 위치로 선정이 되었으므로 이 위치를 중심으로 반경 방향으로 토출구의 위치를 조절할 수 있다. 극단적으로 이야기 한다면, 머플러 내경에서는 관성력이 없으며 난류 에너지가 최소인 지점이므로 보스(boss)토출을 사용한다면 이러한 문제는 해결이 된다. 그러면 머플러의 외경 쪽에서 난류 에너지를 잃어버리면 점점 안 쪽으로 밀려서 냉매는 들어오게 되고, 맨 안쪽 머플러 내경에 위치하고 있는 압축 냉매가 토출되게 하는 것이다.

이러한 관점에서 머플러의 CFD해석 결과를 보면, 역시 머플러 내경인 보스 부분의 난류 에너지가 최소인 것을 알 수 있다. 이러한 이론에 맞춰서 Fig. 9와 같은 머플러를 제작하였다. 모두 7종류의 머플러를 제작하여 검토하였고, 토출구의 형상이나 위치에 따른 평가를 개별적으로 음압레벨 (Sound Pressure Level)로 검토한 결과가 Fig. 10

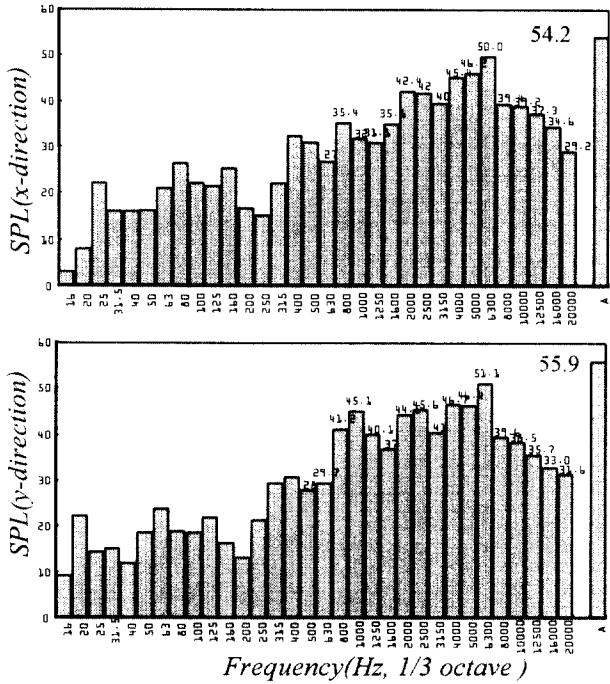


Fig. 8 Noise spectrum of boss discharge muffler

이다. 그 중에서 B type이 가장 뛰어난 성능을 나타내었다. 이들의 주파수 특성에 대해서는 Fig. 10에 나타내었다. B type의 머플러의 제품을 무향실 내에서 Fig. 3의 머플러를 시험한 방법과 똑같이 압축기의 소음을 측정된 결과가 Fig. 8이다. 새로운 형태의 머플러를 사용함으로써, 압축기 어큐물레이터(accumulator)의 90도 각도인 X방향의 소음이 57.2dB(A)에서 54.2dB(A)로, 어큐물레이터의 반대쪽인 Y방향의 소음이 56.2dB(A)에서 55.9dB(A)로 줄었다. 이는 보스 토출의 유효성을 증명하고, CFD해석법이 머플러의 최적화에 사용될 수 있는 가능성을 보여준다. 이 시험은 5대를 측정 후의 평균값이며 소음이 증가한 경우는 없었다.

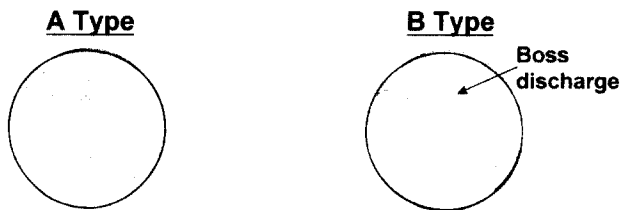


Fig. 9 Boss discharge type muffler

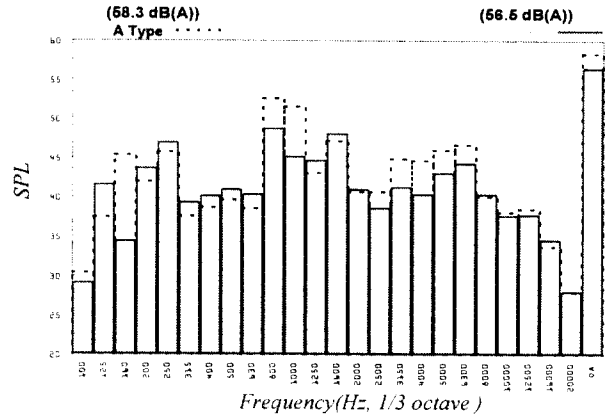


Fig. 10 Experimental result of mufflers in Fig. 9

3. 레조네이터의 해석

3.1 레조네이터의 역할과 특성

Helmholtz resonator(이하에서 레조네이터라고 함)는 Fig. 11과 같이 작은 도입관(이 부분을 목 부분이라고 부름)에 체적이 비교적 목 부분에 비하여 큰 공간이 접해 있는 형태를 이르는 말이다. 이는 유로에 연결되어 있는 음압의 변화가 목 부분을 타고 압축이나 팽창이 진행되어 목 부분과 연결되어 있는 공간부를 압축하게 되고, 이 과정이 반복되면서 소음이 줄어드는 것으로 음향학적인 관점에서 이해되고 있다.

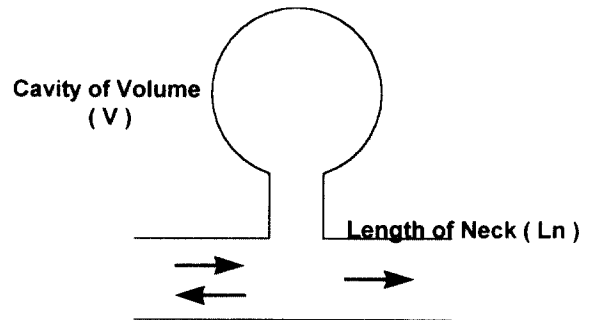


Fig. 11 Helmholtz resonator

로터리 압축기에 있어서 레조네이터는 Fig. 12와 같이 실린더와 토출 밸브 포트와의 사이에 있는 중앙에 위치하여 있으며, 이 위치에 설치됨으로써 궁극적인 목적은 소음을 줄이는 것이 목적인데, Fig. 2에서 보여주는 바와 같은 압력 맥동 성분 중에서, 머플러가 부가적인 형상에 의해서 나오는 소음을 제거하는데 중점을 둔다면, 레조네이터는 주성분의 압력 맥동 즉 실린더 내부에서 발생하는 압력 맥동을 제거하는 것이 주목적이라고 볼 수 있다.

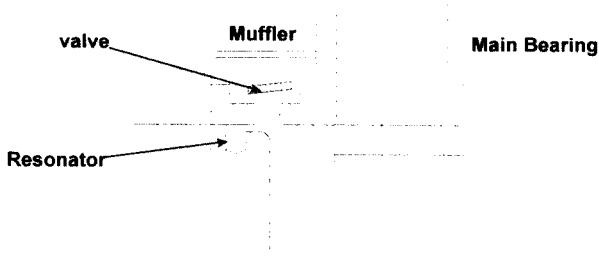


Fig. 12 Crosssection view of rotary compressor with resonator

레조네이터를 해석함에 있어서 가장 중요한 점은 레조네이터의 경계 조건이 어떠한 상태에 있는지가 매우 중요하다. 일반적인 경우의 레조네이터는 Fig. 11에서 보여 주는 바와 같이 일차원적인 흐름을 갖는 배관이나 유로에 수직인 방향으로 연결되어 있는 경우를 나타낸다. 이런 경우에는 $a \ll \lambda / (2\pi)$ 범위에서의 해석은 유효하다고 볼 수 있다. 여기서, 인자 a 는 레조네이터 입구부의 반경을 나타내고, λ 는 해석하고자 하는 주파수의 파장을 나타낸다. 로터리 압축기에 설치되어 있는 레조네이터를 검토해 보면, 상대적으로 유로에 형성되어 있는 레조네이터의 입구의 단면적에 비해서 메인 베어링의 두께가 작기 때문에 벽면에 오리피스(orifice) 형태로 붙어 있는 레조네이터의 해석이 더 바람직하다.

여러 연구 결과에서 보여 주듯이 음향 해석을 이용한 결과와 실험 결과가 잘 일치하지 않는 경우가 있다. 또 원래의 해석 목적에는 포함되어 있지 않았던 부분들이 실험에서 나타나 해석 결과와 비교하기 어려운 경우도 종종 있다. 그래서 해석 결과와 실험 결과 사이에서 경험적인 주파수 보정치나 특성 보정치를 두고서 해석 결과를 검토하는 경우가 많다. 특히 소음 해석 분야에 있어서는 이러한 경우가 많이 발생하며 그 값도 일정하지 않다.

3.2 음향학적인 이론적 해석

레조네이터는 압력 맥동 과정에서 발생하는 어떤 특정한 주파수의 소음 성분을 제거하거나 감소시키기 위한 목적으로 설치된다. 따라서 어떤 특정 주파수 성분의 진동을 흡수하기 위하여 설치하는 동흡진기와 원리가 동일하다. 일반적으로 레조네이터는 다음과 같은 3가지의 음향적 특성을 가지고 있다.

첫째, 레조네이터의 목 부위 근방이나 목 부위의 마찰에 의해서 음향 에너지를 흡음하게 되며, 둘

째, 레조네이터를 이용해서 소음을 감소시키는 것이 아니라, 반대로 부적절한 설계의 경우에는 입구 부에서의 방사로 인해서 제2의 소음이 발생되며, 마지막으로, 공진에 의해서 에너지를 레조네이터의 방에 저장하는 것이지만, 이 에너지는 음의 입사가 중지되는 순간 다시 레조네이터의 밖으로 방출될 수도 있다는 것이다.

따라서 특성을 충분히 파악하고, 그 주위의 경계 조건을 고려한 뒤, 설치 위치나 크기를 결정하는 것이 좋다. Fig. 12의 로터리 압축기에서 레조네이터부분만 간단히 3차원 모델화하면 Fig. 13과 같이 된다. 레조네이터의 공진주파수(f_0)를 구하면 식(2)와 같이 된다.

$$f_0 = \frac{c}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{S}{L \cdot V}} \quad (\text{Hz}) \quad (2)$$

Fig. 14는 5500BTU급의 로터리 압축기의 소음 스펙트럼이다. Fig. 14(a)는 소음을 시간 축으로 표시 한 것이고, Fig. 14(b)는 (a)를 주파수 변환시킨 결과를 나타낸다. 종축은 각각의 소음의 크기를 정규화한 값으로 표시하였다. 여기서 보여 주는 바와 같이 소음도 주기성이 많으며 많은 순음의 합으로 주파수 스펙트럼이 구성되어 있음을 알 수 있다. Fig. 14에서 보여준 순음을 제어하기 위해서 로터리 압축기에서 사용되는 레조네이터는 형태에 따라서 2가지가 사용되고 있는데, 레조네이터의 본래의 모양, 즉 목 부분이 공간과 연결되어 있는 형상을 가지고 있는 Fig. 13(a)와 같은 형상을 하고 있는 레조네이터와 목 부분이 없이 바로 공간과 연결되어 있는 형상을 하고 있는 Fig. 13(b)와 같은 서지홀(surge hole)이 있다. 이들 모두 역할은 같지만 공간 이용도나 감쇠 폭에는 다소 차이를 가지고 있다. 그러나, 지금까지는 레조네이터와 서지홀의 차이나 용도에 대해서 구체적으로 언급된 자료나 실험 결과는 없다.

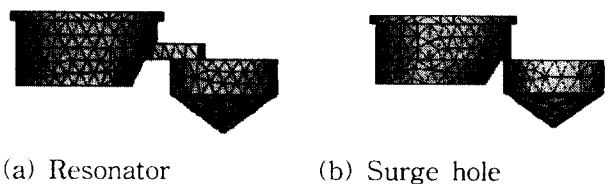


Fig. 13 Shapes of resonators in rotary compressor

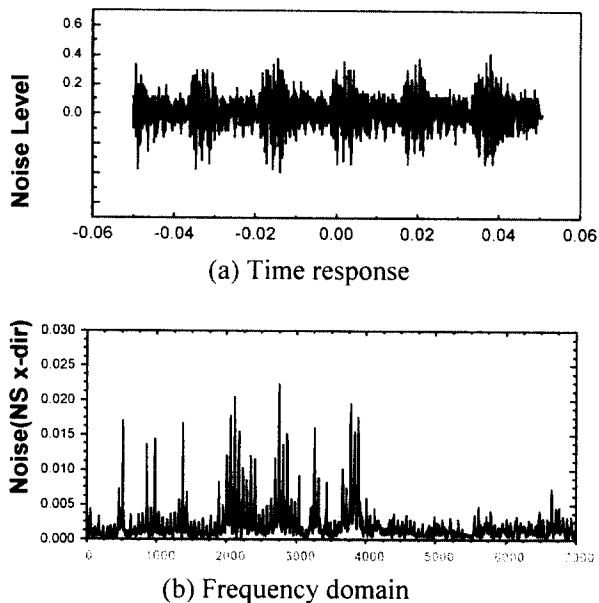


Fig. 14 Noise spectrum of rotary compressor

Fig. 15와 같은 형상으로 음향학적인 특성을 검토하기 위하여 Sysnoise software를 이용하여 해석하였고 투과 손실을 계산한 것이 Fig. 16이며, 해석 결과 최대 전달 손실 주파수는 2130Hz다. 레조네이터를 가공, 제작한 압축기를 사이클에 연결하여, 무향실 조건에서 소음을 측정하였다. 소음의 측정은 Fig. 18에 나타낸 4곳의 위치에서 압축기의 1/2높이에 마이크를 설치한 후 측정했다. -Y, +X의 위치에서 측정한 실험 결과가 Fig. 17에 나타나 있다. Fig. 17(a)는 -Y방향에서 측정한 소음 데이터이고, Fig. 17(b)는 +X방향에서 측정한 소음 데이터이다. 횡축은 주파수를, 종축은 레조네이터가 없을 때와 설치하고 난 뒤의 소음을 구해서 그 차이를 나타낸 것이다. Fig. 15와 같은 모델에서 설계 주파수가 2130Hz인 것을 고려해서 비교해 보면, -Y 방향에서는 2000Hz에서 2250Hz까지가 주로 소음이 줄었고, +X 방향에서는 2000Hz에서 2075Hz, 2170Hz이상의 주파수에서 소음이 저감되었다는 것을 알 수 있다. 밴드 폭을 고려해도 해당 주파수의 폭은 넓다. 특히, -Y쪽의 결과를 살펴보면 2000Hz에서 2250Hz까지의 밴드가 소음이 저감되었지만, +X 쪽은 2130Hz영역의 소음 저감보다는 2000Hz에서 2070Hz까지가 더 효과적으로 소음이 제어되어 있음을 알 수 있다. 따라서 Fig. 15의 모델을 이용하여 분석한 2130Hz의 영역에는 포함이 되지 않지만, 이 보다는 다른 주파수 영역에서 더 좋은 효과를 보이고 있음을 알 수 있다. 이는 기존의 1차원적인 음향학적 접근방법이 실제 압축기 내부거동해석을 하는데 어느 정도 한계가

있음을 나타낸다고 볼 수 있다. 따라서 본 논문에서는 앞의 머플러와 마찬가지로 난류거동에 중점을 두고 레조네이터를 해석하였다.

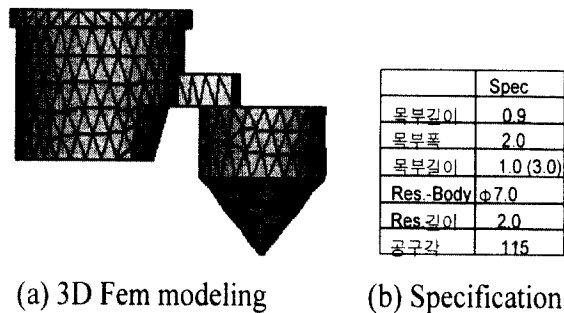


Fig. 15 Resonator in rotary compressor

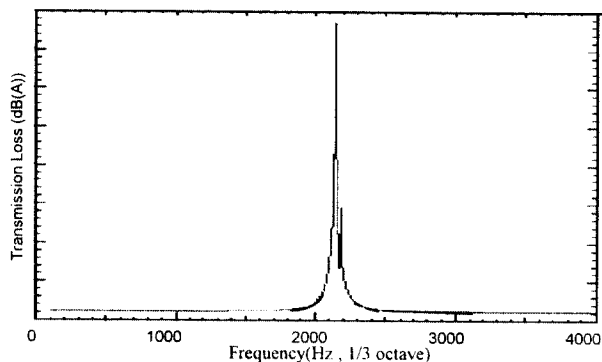


Fig. 16 Transmission loss of Fig.15

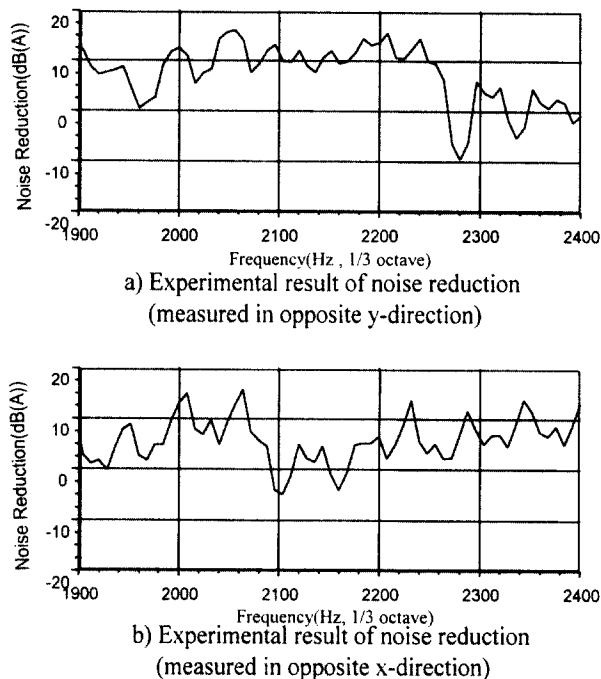


Fig. 17 Noise reduction with resonator

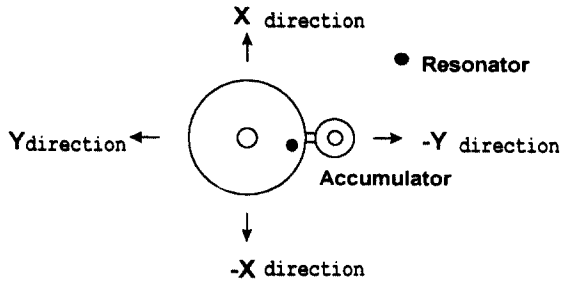


Fig. 18 Noise measurement direction of rotary compressor(upper side)

3.3 난류 이론에 입각한 레조네이터의 설계

Fig. 19에서 보여 준 바와 같이 레조네이터는 난류의 경계 영역 내에 설치되어 있고, 과도기적인 압력 맥동을 동반한 냉매 가스들이 레조네이터 입구를 지나쳐 간다. 따라서 공명기의 입구부에 있어서, 오리피스 측면 단면 형상은 소음 응답 특성에 매우 중요한 인자인데, 특히 공진 주파수와 최대 공동(cavity)압력에 중요한 영향을 끼친다.

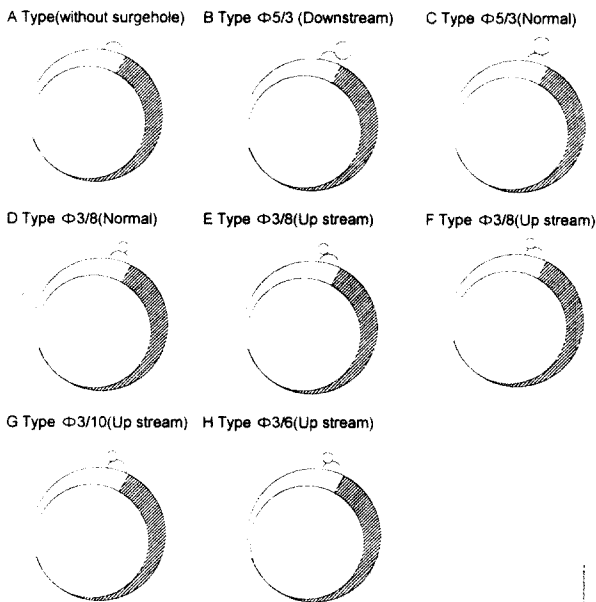


Fig. 19 Surge hole positioning

난류의 흐름에 역방향(up stream)으로 오리피스의 입구부를 향하게 하면 공명기의 응답 특성이 증가하고, 난류의 흐름에 순방향(down stream)으로 설치하게 되면 응답을 무시할 정도로 응답 특성이 좋지 않다.¹²⁾ 본 장에서는 모두 8 종류의 서지홀을 대상으로 실험을 했다.

Fig. 20은 A type인 레조네이터가 없는 경우를 기준으로 하여 서지홀의 위치 형상에 따른 차이를

평가 한 결과이며, A type은 레조네이터가 없는 경우, type B는 순방향의 경우를, type C, D는 반경 방향에 일치하도록 서지홀을 위치한 경우, type E, F, G, H는 역방향에 대한 실험 결과를 나타내었다. 실험은 공기를 매질로 하여 공기압으로 가진 시킨 후 이를 음압레벨로 로터리 압축기의 2500~5000Hz범위의 주파수를 상사적으로 실험한 결과이며, 종축의 단위는 dB(A)이다.

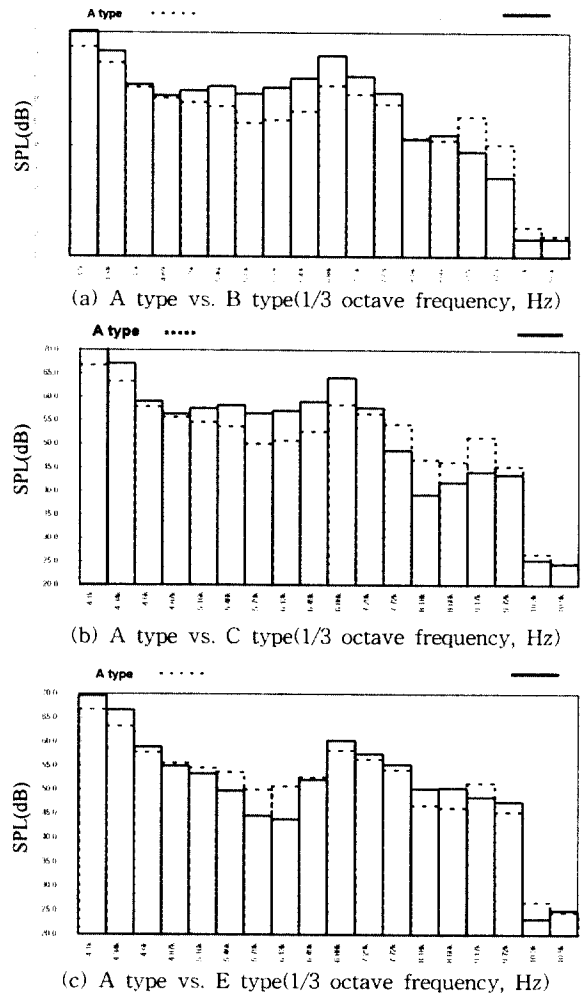


Fig. 20 Noise spectrum of surge hole for A, B, C, and E type in Fig. 19

Type H, G는 서지홀의 체적이 다르므로 최고 전달 손실 주파수가 E type와 차이가 있지만, normal type, down stream에 비해서 type E의 up stream형태의 서지홀의 성능이 뛰어난 것을 알 수 있다. 따라서 이러한 난류가 지배적인 환경에서 평균 속도를 가지고 있는 소음의 해석에는 이와 같은 난류계를 고려하여 설계 하는 것이 소음 저감에 도움이 된다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

이상에서 언급한 바와 같이 로터리 압축기의 소음을 저감하기 위해서 주로 사용하고 있는 머플러와 레조네이터의 해석에 있어서 음향학적인 특성을 분석하고, 유체역학적인 난류 흐름장이라는 관점으로부터 새롭게 머플러와 레조네이터를 검토해 보았다. 따라서 내부유동과 비슷한 난류 흐름장으로 고려하여 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

- 1) 머플러에 있어서 난류 에너지의 분포는 토출구의 위치를 결정하는데 매우 중요하며, boss 토출이 상당히 소음에 양호한 결과를 나타내며, 이는 냉매의 평균 유속에 따른 관성력과 난류 에너지에 기인한 것이다.
- 2) 레조네이터의 형태는 주파수 밴드가 좁은, 즉 순음 위주의 소음을 큰 레벨로 저감하는 특성을 가지고 있으며, 서지흡의 경우에는 저감 주파수 영역이 넓은 소음을 저감하는 특성을 나타냄을 해석을 통하여 알 수 있었고, 또 입구부의 경계 조건을 고려하는 해석이 필요하다.
- 3) 레조네이터는 난류 흐름장을 고려해서 위치를 설계하는 것이 중요한데, 일반적으로 up stream 분위기에서 상당히 높은 레벨의 소음이 저감된다는 사실을 알 수 있었다.

참고문헌

1. K. Sano, "Analysis of hermetic rolling piston type compressor noise and counter measurements", Proc. of 1984 International Compressor Conference at Purdue. pp. 242~250, 1984
2. K. Sano, M. Noguchi, "Cavity resonance and noise reduction in a compressor", IEEE Trans. Vol. IA-19, No. 6, pp. 1118~1123, 1983
3. T. Uetsuji et al., "Noise reduction of rolling piston type compressor for household refrigerator and freezer", Proc. of 1984 International Compressor Conference at Purdue, pp. 251~158, 1984
4. H. Kawai et al., "The compressor noise shell and steel material", Proc. of 1988 International Compressor Conference at Purdue, pp. 307~314, 1988
5. M. Johnson and C. Norman, "Fractional horsepower, rotary vane, refrigerant

- compressor sound source investigation" 냉동, Vol. 50, No. 7, pp. 49~66, 1975
6. K. Sano, M. Noguchi and M. Yamamura, 일본 냉동공학회 학술강연논문집, pp. 69~72, 1982
7. K. Sano, M. Noguchi and M. Yamamura, 제 15회 공기조화, 냉동연합 학술강연논문집, pp. 96~99, 1981
8. 안병하 외3인, "Application of CFD to rotary compressor efficiency and noise", Proc. of 1998 International Compressor Conference at Purdue, pp. 106~110, 1998
9. 진홍균, "로터리 압축기의 머플러 설계", 1998년 부산대학교 대학원 석사 학위 논문집
10. M. L. Munjal, "Acoustics of ducts and mufflers", John Wiley & Sons, Inc. pp. 104~193, pp. 285~306, 1987
11. S. Yasudoshi, "내부의 흐름장 해석(유동손실, 와, 비정상류 해석)", 진흥사 1994
12. P. K. Tang and W. A. Sirignato, "Theory of generalized Helmholtz resonator", JSV, Vol. 26, No. 2, pp. 247~262, 1973
13. A. D. Pierce, "Acoustics - An Introduction to its Physical Principles and Applications", JASA, pp. 330~333, pp. 348~349, pp. 480~481, pp. 195~199, 1991